

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Hydraulický válec

Hydraulic cylinder

Student:

David Tománek

Vedoucí bakalářské práce:

prof. Ing. Josef Jurman, CSc.

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání bakalářské práce

Student: **David Tománek**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Hydraulický válec**
Hydraulic Cylinder

Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce zpracujete stručnou rešerši dané problematiky. Navrhněte hydraulický válec zdvihu ramene důlního dobývacího kombajnu MB444P. Zpracujte analýzu kinematiky a silového zatížení a specifikujte požadavky na hydraulický válec. Zpracujte konstrukční řešení válce, jeho uchycení v tělese kombajnu a v rameni pro tlak v hydraulickém obvodu 20 MPa. Návrh doplňte potřebnými výpočty a výkresovou dokumentací. Bližší specifikace provozních podmínek a dalších parametrů určí zadavatel, popřípadě vedoucí bakalářské práce.


Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119s.
GONDEK, H. - JURMAN, J. *Porubové kombajny a jejich konstrukce*. 1. vyd. Ostrava, Vysoká škola báňská, 1983. 76 s.
KOPÁČEK, J. – PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. 1. vyd. VŠB – TU Ostrava 2005, ISBN 80-248-0586-0
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **prof. Ing. Josef Jurman, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2014
Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

v Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....

David Tománek

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Josefu Jurmanovi, CSc. za jeho čas a ochotu poskytnout mi cenné rady a připomínky při vypracování bakalářské práce a dále pak panu Ing. Petru Tomkovi z firmy T – Machinery a.s. za téma a podklady k mé bakalářské práci.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

TOMÁNEK D. Návrh hydraulického válce. Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování-340, 2016, 70s. Vedoucí bakalářská práce prof. Ing. Josef Jurman, CSc.

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh hydraulického válce určeného ke zdvihu ramene dobývacího kombajnu MB 444P. Nejprve je provedena analýza kinematiky a výpočet silového zatížení. Dále je proveden samotný konstrukční návrh hydraulického válce, jeho uchycení v těle kombajnu a provedeny základní pevnostní výpočty. Nakonec je vypracována výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

TOMÁNEK D. Draft cylinder. Ostrava: VSB Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Production Machines and Design-340, 2016, 70s. Head prof. Ing. Josef Jurman, CSc.

The aim of this work is the structural design of the hydraulic cylinder designed to lift the arm of the mining shearer MB 444P. First, an analysis of kinematics and force calculation load. It is also made itself the structural design of the hydraulic cylinder, its attachment, combine the body and made basic strength calculations. Finally, the drawn design documentation.

Obsah

1.	Úvod.....	9
1.1.	Funkce a hlavní části dobývacího kombajnu.....	10
1.2.	Parametry dobývacího kombajnu MB 444P.....	12
2.	Rozbor zadání.....	14
3.	Řešení přímočarých hydromotorů	15
3.1.	Princip a konstrukce přímočarých hydromotorů	15
3.2.	Rozdělení přímočarých hydromotorů	17
3.3.	Tlumení rázů hydromotoru	18
4.	Analýza kinematiky zdvihu.....	19
5.	Výpočet provozního zatížení.....	20
5.1.	Výpočet obvodové síly rozpojovacího orgánu	20
5.2.	Maximální provozní zatížení	20
5.3.	Maximální síla od rozpojovacího orgánu	22
6.	Výpočet základních parametrů hydrogenerátoru	23
7.	Základní parametry hydraulického válce	24
7.1.	Průměr hydraulického válce	24
7.2.	Výpočet skutečných sil	24
7.3.	Výpočet rozměrů pístnice	24
7.4.	Teoretická rychlost posuvu pístnice	25
8.	Konstrukční výpočty hydraulického válce	26
8.1.	Výpočet tloušťky stěny válce	26
8.2.	Kontrola čepového spoje pístnice a podpěry	27
8.3.	Otlačení dosedací plochy pístu	29
8.4.	Stanovení délky závitu pístnice	30
8.5.	Výpočet závitu uchycení víka k válci.....	31
8.6.	Kontrola čepového spoje	31

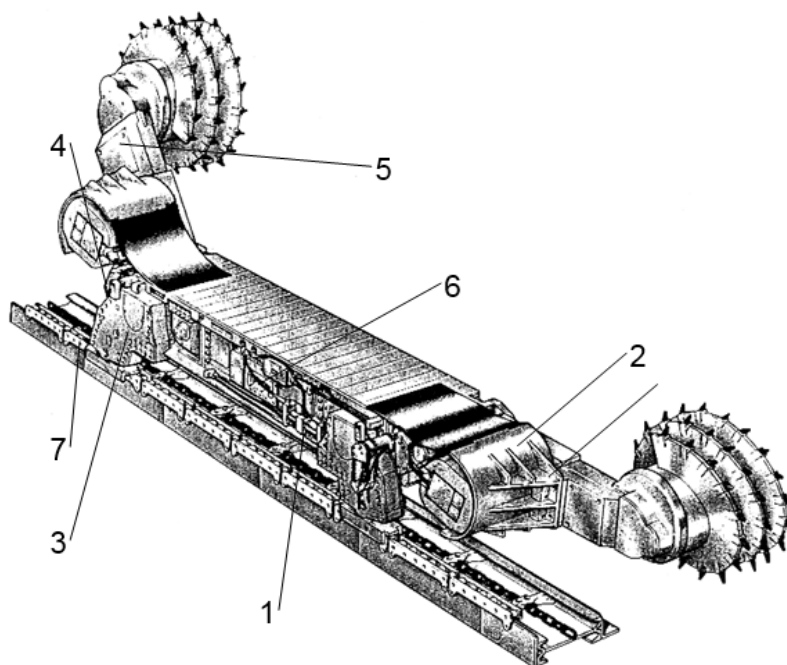
8.7.	Kontrola svarového spoje válec – podpěra válce	33
9.	Návrh zajištění čepového spoje.....	34
9.1.	Výpočet zajištění čepového spoje.....	34
9.2.	Kontrola na otlačení příložky	36
10.	Volba těsnění.....	37
10.1.	Volba vodících kroužků	38
11.	Konstrukční řešení hydraulického válce	40
11.1.	Minimální tloušťka trubice	41
12.	Závěr.....	42
13.	Seznam použité literatury	43

1. Úvod

Dobývací kombajny spojují funkce rozpojování uhelného pilíře a nakládání uhlí na dopravník. Předchůdcem dobývacích kombajnů byly brázdící stroje, u kterých se používalo k rozpojování uhlí řetězové rozpojovací orgány. Nevýhodou brázdícího řetězu byla jeho malá účinnost, způsobená velkými pasivními odpory, které musel řetěz překonat ve vodící drážce, v níž se pohybuje kluzným třením a v uhelné drti v brázdě. Následně to byly kombinované dobývací stroje, které měly rozpojovací orgány tvořené kombinací řetězových a sbíjecích prvků. Tyto stroje byly poruchové s malou životností i výkonem. Následující vývoj už vedl k dobývacím kombajnům s válcovým rozpojovacím orgánem, který noži upevněnými na rotujícím válci odřezává uhlí z pilíře, jehož princip je používán do dnes. Výhodou válcových rozpojovacích orgánů je lepší účinnost následkem menší měrné spotřeby energie, možnost rozpojovat i velmi pevná a houževnatá uhlí, případně i méně pevné proplástky. Použitím dvou rozpojovacích válců s možností jejich výškového nastavování, jehož návrh je cílem této práce lze dosáhnout současného kopírování stropu i počvy, čímž lze kombajnu použít pro značný rozsah mocností slojí. Zároveň lze umožnit obousměrné dobývání. [1, 2, 8]

1.1. Funkce a hlavní části dobývacího kombajnu

Kombajn musí rozpojovat uhlí v pilíři pomocí rozpojovacího orgánu, který obvykle tvoří válec se šroubovitými drahami po obvodu, kde jsou připevněny rozpojovací nože. Válcové rozpojovací orgány mohou mít vodorovnou i svislou osu otáčení. Nejčastější provedení je s vodorovnou osou, kolmou na podélnou osu tělesa kombajnu. Dále musí pojíždět podél pilíře pomocí tažného řetězu nebo pojezdového kola a nakládat rozpojené uhlí na dopravník, které zajišťuje rozpojovací orgán s nahrnovacím štítem a nahrnovacími plechy. Celý kombajn je sestaven z jednotlivých funkčních částí, které tvoří samostatné montážní celky. Tyto části jsou motor, řezná část, rozpojovací orgán, vrátková část a nakládací zařízení. [1, 8]

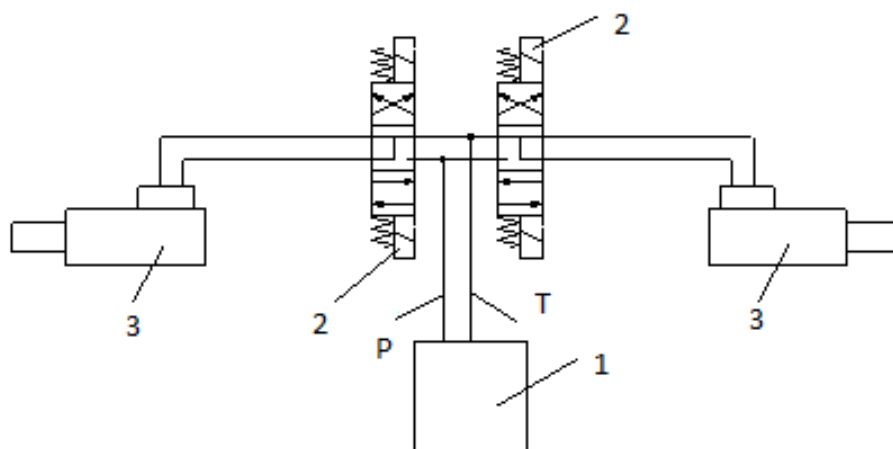


Obr. 1. Dobývací kombajn [1]

1 – rám, 2 – poháněcí část rozpojovacích orgánů, 3 – poháněcí část pojezdu, 4 – ovládání ramen, 5 – ramena s rozpojovacími orgány, 6 – elektrická část, 7 – dopravník s pojezdovou dráhou.

Ovládání polohy ramen

Zařízení, pro ovládání polohy ramen je složeno z hydraulického agregátu, který je obvykle umístěn na rámu kombajnu, hydraulických rozvaděčů ovládaných elektricky a hydraulických válců, ovládajících jednotlivá ramena. Poloha každého ramene je ovládána samostatně. Pomocí hydraulického zámku můžeme udržovat libovolnou polohu. Hydraulický agregát je poháněn samostatným elektromotorem, nebo elektromotorem některé z hlavních funkcí kombajnu. [1, 8] Příklad zjednodušeného schématu zařízení pro ovládání polohy ramen kombajnu je na obr. 1.1.



Obr. 1.1. Blokové schéma zařízení pro ovládání polohy ramen [1]

1 – hydraulický agregát, 2 – hydraulický rozvaděč, 3 – hydraulické válce se zámek,
P – tlaková větev, T – vratná větev

1.2. Parametry dobývacího kombajnu MB 444P

Kombajn MB 444 P je určen pro obousměrné bez výklenkové dobývání uhlí o pevnosti do 40MPa. Povolené jsou proplástky horniny do 60MPa pevnosti s maximálním podílem do 20% celkové dobývané mocnosti. Kombajn je určen pro dobývání uhelných slojí od 0,7 do 1,5m a lze jej používat v důlních dílech s úklonem směrem na pilíř do $\pm 20^\circ$ a podélným úklonem do $\pm 35^\circ$. Velkou předností kombajnu jsou jeho malé rozměry, velká pevnost a odolnost vůči mechanickým vlivům při dobývání. Kombajn je vysoce výkonným dobývacím strojem a je určen k používání v plně mechanizovaných komplexech s hydraulickou mechanizovanou výztuží a dopravníkem typu C3K 225/642. Kombajn lze provozovat také s jiným, speciálním hřeblovým dopravníkem vybaveným pro pojezd kombajnu v bez řetězovém provedení EICKOTRACK a mechanizovaným ukladačem kabelů a hadic v pravém nebo levém porubu v závislosti na směru odtěžení. Strojní část kombajnu tvoří střední část a portálové samonosné části, vetknuté do středu kombajnu. Ovládání stroje je možné pomocí tlačítek na hlavním nebo pomocném panelu. Tyto panely jsou umístěny na portálové části (závalové straně). Dále je možno stroj ovládat pomocí tlačítek na přenosném pultu dálkového ovládání. Dobývací kombajn je zobrazen na obr. 1.2. Parametry kombajnu v tab. 1. [2, 8]



Obr. 1.2. Dobývací kombajn MB 444P společnosti T – Machinery a.s. [2]

Délka kombajnu (osová vzdálenost rozp. válců)	8265	mm
Průměr rozpojeného válce	700 - 900	mm
Dobývací mocnost	0,7 - 1,5	m
Produktivita (při rezném odporu uhlí max. 360 kN/m)	6 - 7	t/m
Minimální výška kombajnu (od počvy v závislosti na dopravníku)	620	mm
Otáčky rozpoj. válce	78	ot/m
Šířka rozpoj. válce	800	mm
Max. úklon podélný	±35	o
Max. úklon příčný	±20	o
Popuštění pod hřeblový dopravník	200	mm
Rychlost posuvu kombajnu	0-15	m/min
Tažná síla	2x220	kN
Celkový výkon motorů	444	kW
Hlavní motor	2x200	kW
Pojezd	2x22	kW
Provozní napětí	660/1140	V
Hmotnost kombajnu max.	22 000	kg

Tab. 1. Parametry dobývacího kombajnu MB 444P [3]

2. Rozbor zadání

V této bakalářské práci se zabývám konstrukčním návrhem hydraulického válce, určeného ke zdvihu ramene dobývacího kombajnu MB444P od firmy T – Machinery a.s. Hydraulický válec bude navržen na tlak v hydraulickém okruhu 20 MPa a výkonem elektromotoru 2x30 kW místo stávajícího 2x22 kW a rozměrově dle poptávkového výkresu od firmy T – Machinery a.s.

Cíl bakalářské práce

- Rešerše přímočarých hydromotorů
- Analýza kinematiky zdvihu
- Výpočet silového zatížení
- Základní pevnostní výpočty zdvihového mechanismu
- Konstrukční návrh hydraulického válce a uchycení v tělese kombajnu
- Výkresová dokumentace

3. Rešerše přímočarých hydromotorů

Přímočaré hydromotory jsou nejčastěji používaný pracovní prvek tekutinových mechanismů, u kterých je vyžadován přímočarý pohyb výstupního členu. Výhodou přímočarých motorů je poměrně vysoká výstupní síla při malých rozměrech motoru při pracovních rychlostech do $0,5 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ a pracovním tlaku do 50 MPa. [3,8]

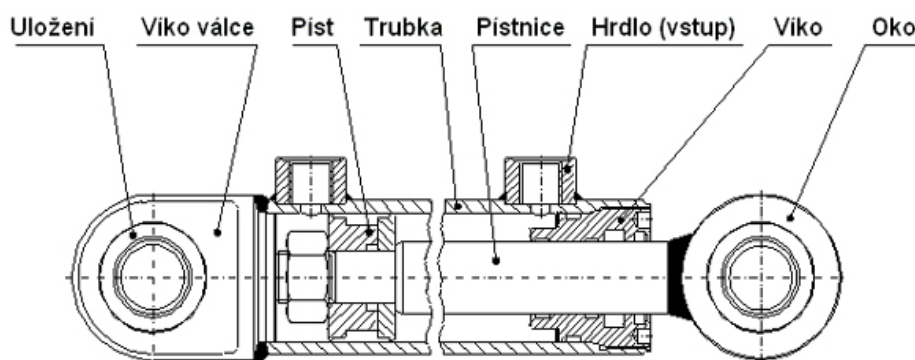
3.1. Princip a konstrukce přímočarých hydromotorů

Princip přímočarého hydromotoru vychází z Pascalova zákona. Síla, působící na první píst, vytvoří v kapalině tlak, který je v každém místě kapaliny stejný a tedy působí i na druhém pístu stejně velkým tlakem, ovšem tlak působí na větší plochu a proto se výsledná síla zvětší. Velikost sil na prvním a druhém pístu jsou závislé na obsahu pístů. [3,8]

Podle použití lze přímočaré motory rozdělit do tří skupin:

- motory pro vykonávání pohybů bez nároku na přenos síly (manipulační, montážní, dopravní a podobná zařízení).
- motory pro přenos sil bez nároků na dodržení kinematiky pohybu (tvářecí stroje, pracovní orgány těžebních a stavebních strojů atd.).
- motory pro přenos relativně malých sil ale s velkými požadavky na dodržení polohové a rychlostní přesnosti (posuvné mechanismy výrobních strojů, robotů atd.). [3,8]

Příklad konstrukce dvojčinného přímočarého hydromotoru s jednostrannou pístnicí od firmy AMP – Hydraulika s.r.o. je na obr. 3.1.



Obr. 3.1. Přímočarý hydromotor firmy AMP – Hydraulika

Válec

Pro vyšší tlaky se využívá ocelolitina nebo kovaný materiál. Válec obvykle tvoří přesná bezešvá trubka, která má vnitřní povrch opracován na požadovanou geometrickou přesnost a jakost povrchu. Na výrobu válce se nepoužívá šedá litina, která je porézní a při vyšších tlacích může propouštět. Dokončovací metodou pro vnitřní průměr je broušení. Broušení se provádí kvůli menšímu opotřebení těsnění na pístu. Válec musí být také dostatečně tuhý, neboť tuhost válce nejvíce ovlivňuje tuhost celého hydraulického systému. Někdy je kruhový průřez nahrazen průřezem obdélníkovým nebo oválným. [3,8]

Píst

Vyrábí se obvykle z oceli nebo šedé litiny. Píst je montován jako samostatný prvek na pístnici a je po obvodu opatřen vodícími kroužky a těsněním z pryže nebo plastu. [3,8]

Pístnice

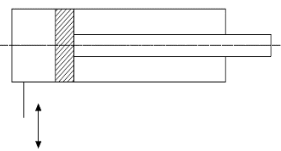
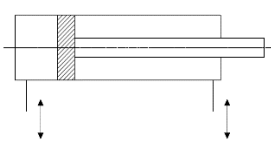

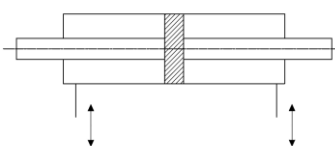
Pístnice slouží k přenosu síly na hnací mechanismus, a proto musí být dostatečně tuhá a chráněna před vnějším prašným nebo korozivním prostředím. Pístní tyče jsou proto povrchově kaleny nebo pochromovány. Chromování způsobuje menší tření ve vedení a odolnost proti korozi. [3,8]

Víko

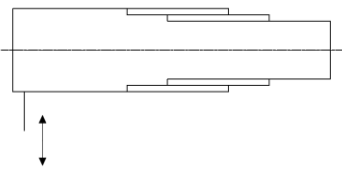
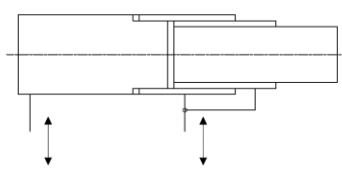

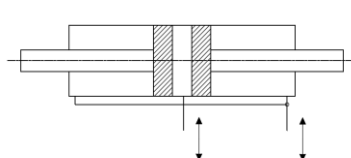
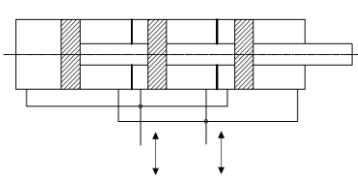
Obvykle vyráběna z oceli, litiny nebo neželezných kovů. Víko se k válci upevňuje více způsoby. Nejčastěji spojení je přírubami nebo našroubováním víka na válec. Kvůli nečistotám je také víko hydraulického válce vybaveno kromě těsnícího a vodících kroužků i stíracím kroužkem k odstranění nečistot. Vhodnou volbou těsnění lze dosáhnout téměř nulových průtokových ztrát a minimálních ztrát mechanických, takže se celková účinnost u přímočarých hydromotorů pohybuje mezi 90 až 95 %. [3,8]

3.2. Rozdělení přímočarých hydromotorů

Hydromotory se rozdělují na jednočinné nebo dvojčinné. Jednočinné motory vykonávají pracovní zdvih pomocí tlakové kapaliny, ale u vratného pohybu se využívá působení vnějšího zatížení, případně pružiny. U dvojčinných hydromotorů je pohyb v obou směrech ovládán tlakovou kapalinou. [3,8]

S jednostrannou pístnicí		
Plunžrový		
S oboustrannou pístnicí		
	Jednočinný	Dvojčinný

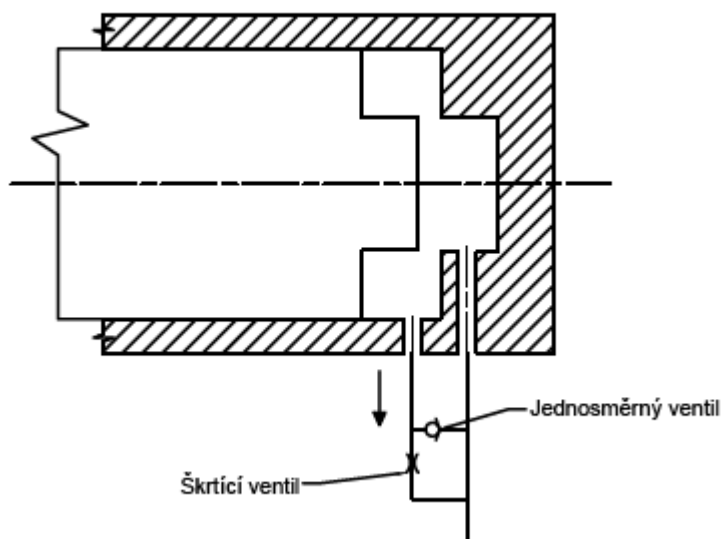
Tab. 3.2. Přímočaré hydromotory – jednostupňové

Teleskopický		
Tandemový		
Vícenásobný		
	Jednočinný	Dvojčinný

Tab. 3.2.1. Přímočaré hydromotory – vícešupňové

3.3. Tlumení rázů hydromotoru

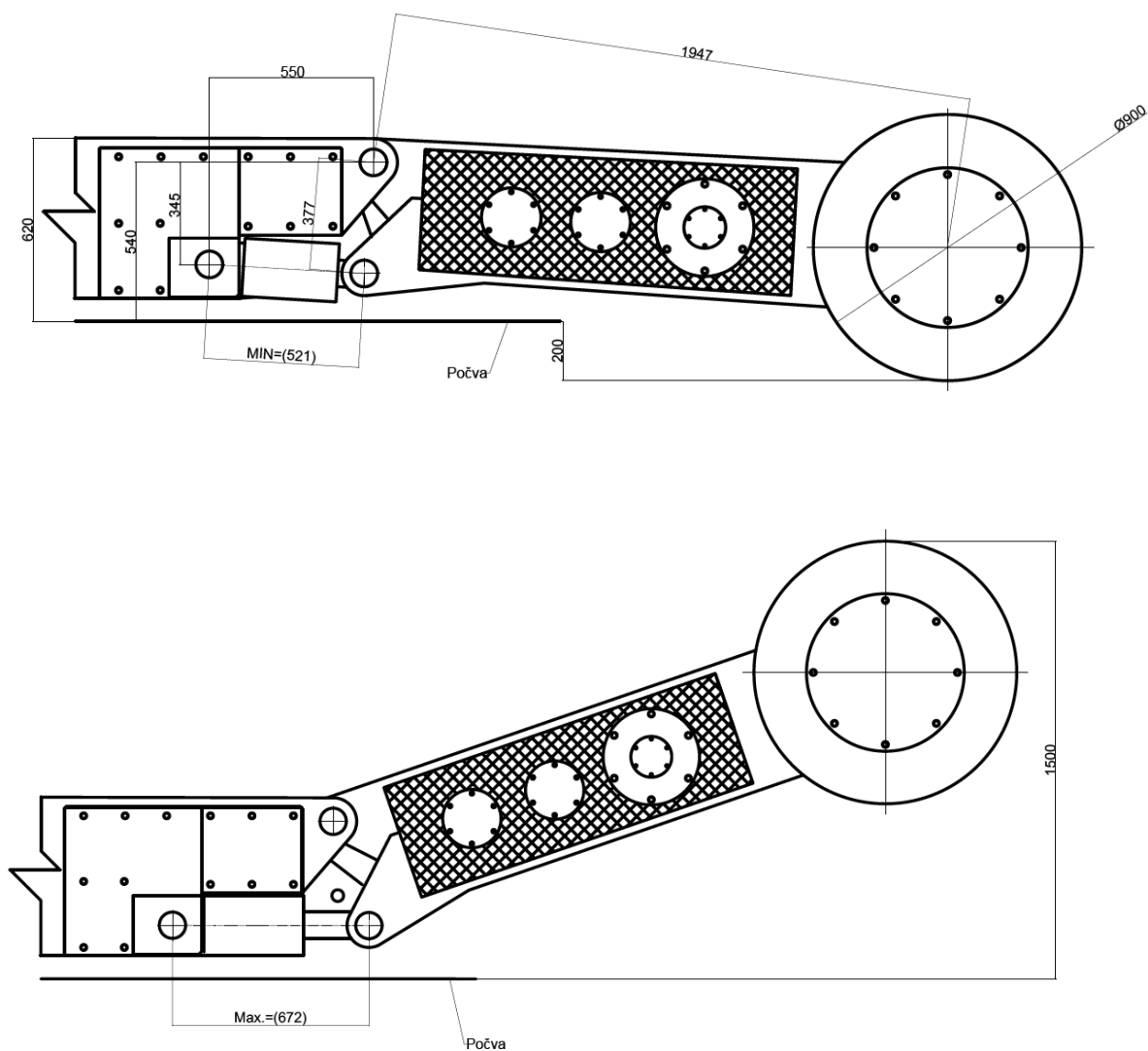
Pokud není píst v koncových polohách zastaven řídicím prvkem, narazí na víko válce. Vznikají rázy, které doprovází hluk a mohou způsobit i defekt hydromotoru. Proto je nutné pohyb pístu před nárazem zpomalit. Řeší se to tlumením, které spočívá v postupném zvětšování odporu proti pohybu v koncových polohách zdvihu. V praxi to můžeme řešit tak, že upravíme píst nebo pístnici nástavcem nebo osazením, které se zasouvá do vybrání ve víku válce. Do zmenšeného průřezu je pak vyvrtán kanál, kterým se kapalina vytlačuje ven. Další způsob je pomocí škrťacího ventilu, který je zabudován ve víku. [3,8]



Obr. 3.3. Schéma znázorňující škrtení průtoku kapaliny

4. Analýza kinematiky zdvihu

Rameno je dimenzováno na maximální dobývací mocnost 1500 mm a k požadovanému podřezání 200 mm, kterého dosáhnou se zdvihem hydraulického pístu 151 mm. Uvedené rozměry dobývacího kombajnu jsem vyčetl z poptávkového výkresu firmy. Kinematika zdvihu ramene je znázorněna na obr. 4.



Obr. 4. Kinematika zdvihu dobývacího kombajnu MB 444P

5. Výpočet provozního zatížení

5.1. Výpočet obvodové síly rozpojovacího orgánu

Úhlová rychlost

Otáčky rozpojovacího válce $n = 78 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ [3]

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 78}{60} = 8,17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Momentové zatížení

Výkon elektromotoru $P = 200000 \text{ W}$ [3]

Účinnost elektromotoru $\eta_c = 0,95$

$$M_k = \frac{P \cdot \eta_c}{\omega} = \frac{200000 \cdot 0,95}{8,17} = 23255,8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

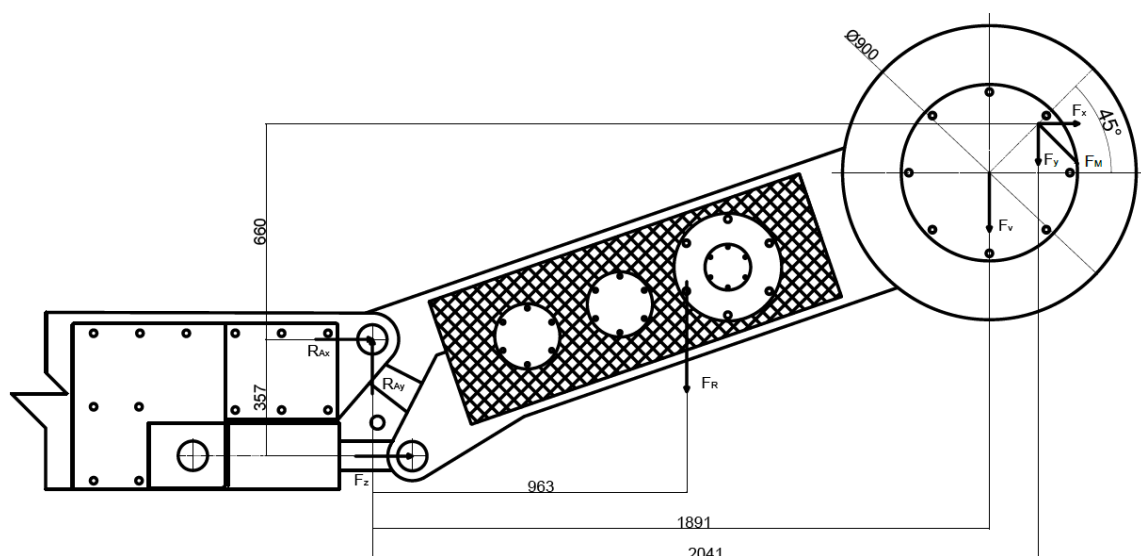
Maximální zatížení rozpojovacího válce

Poloměr rozpojovacího válce $r_v = 0,45 \text{ m}$

$$F_M = \frac{M_k}{r_v} = \frac{23255,8}{0,45} = 51679,6 \text{ N}$$

5.2. Maximální provozní zatížení

Výslednou zatěžující sílu určíme z rovnováhy momentů k vrchnímu čepovému spoji.



Obr. 5.2. Schéma silového zatížení dobývacího kombajnu MB 444P

Hmotnost ramene $m_r = 3350 \text{ kg}$

Hmotnost rozpojovacího válce $m_v = 877 \text{ kg}$

Gravitační zrychlení $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Zatížení od hmotnosti ramene

$$F_R = m_r \cdot g = 3350 \cdot 9,81 = 32864 \text{ N}$$

Zatížení od hmotnosti rozpojovacího válce

$$F_v = m_v \cdot g = 877 \cdot 9,81 = 8603,4 \text{ N}$$

$$\sum M_A = M_z + M_{zr} + M_{zv} + M_M = 0$$

$$F_z \cdot 0,357 = F_R \cdot 0,963 + F_v \cdot 1,891 + F_y \cdot 2,041 + F_x \cdot 0,66$$

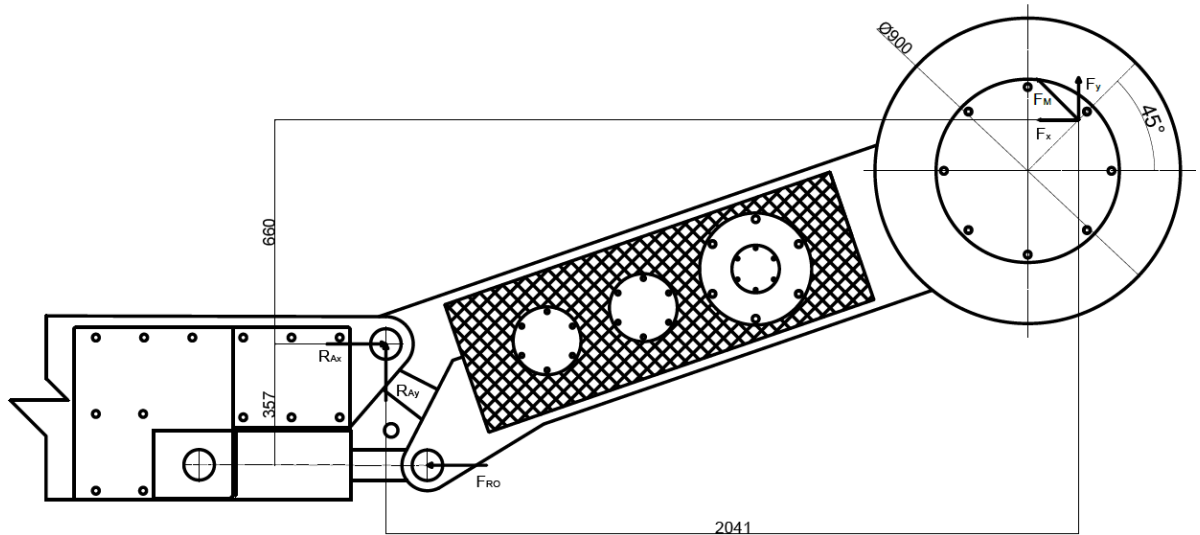
$$F_z = \frac{F_R \cdot 0,963 + F_v \cdot 1,891 + F_M \cdot \sin(45^\circ) \cdot 2,041 + F_M \cdot \cos(45^\circ) \cdot 0,66}{0,357} =$$

$$= \frac{32863,5 \cdot 0,963 + 8603,4 \cdot 1,891 + 51679,6 \cdot \sin(45^\circ) \cdot 2,041 + 51679,6 \cdot \cos(45^\circ) \cdot 0,66}{0,357}$$

$$F_z = 410694,7 \text{ N}$$

5.3. Maximální síla od rozpojovacího orgánu

Rozpojovací orgán pohání elektromotor s výkonem 200 kW, který se při přetížení vypne, takže maximální sílu na hydromotor můžeme určit pomocí maximální síly rozpojovacího orgánu.



Obr. 6. Schéma silového zatížení

Maximální síla působící od rozpojovacího válce

$$\sum M_A = M_z + M_{zv} = 0$$

$$F_{RO} \cdot 0,357 = F_M \cdot \cos(45^\circ) \cdot 0,66 + F_M \cdot \sin(45^\circ) \cdot 2,041$$

$$F_{RO} = \frac{F_M \cdot \cos(45^\circ) \cdot 0,66 + F_M \cdot \sin(45^\circ) \cdot 2,041}{0,357}$$

$$F_{RO} = \frac{51679,6 \cos(45^\circ) \cdot 0,66 + 51679,6 \sin(45^\circ) \cdot 2,041}{0,357} = 276478 \text{ N}$$

Jedná se o maximální sílu, kterou je válec schopen vyvinout. Proti této síle však působí ještě síla tíhová od hmotnosti ramene a rozpojovacího válce, takže provozní síla působící na hydromotor bude mnohem menší.

6. Výpočet základních parametrů hydrogenerátoru

Hydrogenerátor jsem zvolil zubový s vnitřním ozubením pro svou jednoduchost a spolehlivost a schopnost dobře snášet rázy. Hydrogenerátor jsem zvolil od firmy PQS Technology, Ltd. Typ zařízení C42XT1M 650-3500 ot/min | 42 cm³/ot | směr otáčení je kladný ve smyslu směru hodinových ručiček. [10]



Obr. 6. Zubový hydrogenerátor C42XT1M od firmy PQS Technology, Ltd. [10]

Výpočet průtoku dodávaného hydrogenerátorem

Příkon pro pohon hydrogenerátoru $P = 30 \text{ kW}$

Tlakový spád $p = 20 \text{ MPa}$

$$Q = \frac{P \cdot \eta_c \cdot 60}{p} = \frac{30 \cdot 0,7 \cdot 60}{20} = 63 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Celková účinnost zubového hydrogenerátoru $\eta_c = 0,6 - 0,8$ [10]

Otáčky hřídele pro požadovaný průtok

Průtok hydrogenerátoru $Q = 63 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

Geometrický objem hydrogenerátoru $V_g = 42 \text{ cm}^3$

$$n = \frac{Q \cdot 1000}{V_g \cdot \eta_v} = \frac{63 \cdot 1000}{42 \cdot 0,9} = 1666,66 \text{ min}^{-1}$$

Objemová účinnost zubového hydrogenerátoru $\eta_v = 0,85 - 0,95$ [10]

Krouticí moment hydrogenerátoru

Geometrický objem hydrogenerátoru $V_g = 42 \text{ cm}^3$ [10]

Tlakový spád $p = 20 \text{ MPa}$

$$M_k = \frac{V_g \cdot p}{2 \cdot \pi} = \frac{42 \cdot 20}{2 \cdot \pi} = 133,69 \text{ N} \cdot \text{m}$$

7. Základní parametry hydraulického válce

7.1. Průměr hydraulického válce

Maximální zatěžující síla $F_z = 410694,7 \text{ N}$

Tlakový spád $p = 20 \text{ MPa}$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_z}{p \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 410694,7}{20 \cdot \pi}} = 161,7 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 160 \text{ mm}$$

Průměr pístnice

Maximální síla od rozpojovacího válce $F_{RO} = 276478 \text{ N}$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{RO}}{p \cdot \pi} - D^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 276478}{20 \cdot \pi} - 160^2} = 89,4 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 90 \text{ mm}$$

7.2. Výpočet skutečných sil

Maximální výsuvná síla

$$F_1 = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 20 \cdot \frac{\pi \cdot 160^2}{4} = 402123,9 \text{ N}$$

Maximální síla zpětná

Průměr pístnice $D_p = 90 \text{ mm}$

$$F_2 = p \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - D_p^2)}{4} = 20 \cdot \frac{\pi \cdot (160^2 - 90^2)}{4} = 274889,4 \text{ N}$$

7.3. Výpočet rozměrů pístnice

Volím materiál 13 141.9 [6]

Mez kluzu $Re = 450 \text{ Mpa}$

Součinitel bezpečnosti $k = 1,2$

Součinitel pro střídavé napětí $c_{III} = 0,45$ [6]

Průměr pístnice $D_p = 90 \text{ mm}$

Maximální zatěžující síla $F_z = 410694,7 \text{ N}$

Dovolené napětí

$$\sigma_{D_{pístnice}} = c_{III} \cdot \frac{R_e}{k} = 0,45 \cdot \frac{450}{1,2} = 168,8 \text{ MPa}$$

Minimální průměr pístnice

$$D_{p_{min}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_z}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 410694,7}{\pi \cdot 168,8}} = 55,7 \text{ mm}$$

Kontrola napětí

$$\sigma_{D_{pístnice}} \geq \frac{F_z}{S_p} = \frac{F_z}{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4}} = \frac{410694,7}{\frac{\pi \cdot 90^2}{4}} = 64,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t < \sigma_{D_{pístnice}}$$

Kontrola na vzpěr

$$\lambda = H \cdot \sqrt{\frac{S_p}{J_{min}}} = H \cdot \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4}}{\frac{\pi \cdot D_p^4}{64}}} = H \cdot \sqrt{\frac{16}{D_p^2}} = 151 \cdot \sqrt{\frac{16}{90^2}} = 6,7$$

$$\lambda < 20 \div 30 \text{ další výpočet už není nutný}$$

7.4. Teoretická rychlost posuvu pístnice

$$\text{Průtok kapaliny } Q = 63 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Průměr hydraulického válce } D = 160 \text{ mm} = 0,16 \text{ m}$$

$$\text{Průměr pístnice } D_p = 90 \text{ mm} = 0,09 \text{ m}$$

Vysunutí

$$v_1 = \frac{Q}{S_1} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{1,05 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot 0,16^2}{4}} = 0,052 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Zasunutí

$$v_2 = \frac{Q}{S_2} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot (D^2 - D_p^2)}{4}} = \frac{1,05 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot (0,16^2 - 0,09^2)}{4}} = 0,076 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

8. Konstrukční výpočty hydraulického válce

8.1. Výpočet tloušťky stěny válce

Volím materiál 15 121.5 [6]

Mez kluzu $R_e = 295 \text{ MPa}$

Součinitel bezpečnosti $k = 2$

Součinitel pro míjivé napětí $c_{II} = 0,85$ [6]

Dovolené napětí

$$\sigma_{Dv\acute{a}lce} = c_{II} \cdot \frac{R_e}{k} = 0,85 \cdot \frac{295}{2} = 125,4 \text{ MPa}$$

Minimální tloušťka stěny [4]

Tlakový spád $p = 20 \text{ MPa}$

$$t_{min} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot (\sigma_D - p)} = \frac{20 \cdot 160}{2 \cdot (125,4 - 20)} = 15,18 \text{ mm}$$

Tloušťku stěny volím 20 mm

Vnitřní poloměr válce $r_1 = 80 \text{ mm}$

Vnější poloměr válce $r_2 = 100 \text{ mm}$

$$\sigma_{r(r_1)} = -p = -20$$

$$\sigma_o = \frac{p \cdot r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} = \frac{20 \cdot 80^2}{100^2 - 80^2} = 35,55 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t(r_1)} = 2 \cdot \sigma_o + p = 2 \cdot 35,55 + 20 = 91,1 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HMH} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(\sigma_{t(r_1)} - \sigma_o)^2 + (\sigma_o - \sigma_{r(r_1)})^2 + (\sigma_{r(r_1)} - \sigma_{t(r_1)})^2}$$

$$\sigma_{HMH} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \sqrt{(91,1 - 35,55)^2 + (35,55 - (-20))^2 + (-20 - 91,1)^2} = 96,22 \text{ MPa}$$

Změna poloměru válce

$$\Delta r_1 = \frac{r_1}{E} \cdot (\sigma_{t(r_1)} - \mu \cdot (\sigma_{r(r_1)} + \sigma_o))$$

$$\Delta r_1 = \frac{80}{2 \cdot 10^5} \cdot (91,1 - 0,3 \cdot (-20 + 35,55)) = 0,0345 \text{ mm}$$

Při návrhu těsnění je třeba počítat se změnou průměru 0,069 mm

8.2. Kontrola čepového spoje pístnice a podpěry

Dovolené namáhání

Volím materiál čepu 16 532.7 [6]

Mez kluzu $R_e = 1370 \text{ MPa}$

Koeficient bezpečnosti $k = 1,2$

Součinitel pro střídavé napětí $c_{III} = 0,45$ [6]

$$\sigma_{D\text{čepu}} = c_{III} \cdot \frac{R_e}{k} = 0,45 \cdot \frac{1370}{1,2} = 513,8 \text{ MPa}$$

Dovolené smykové napětí [6]

$$\tau_{D\text{čepu}} = 0,8 \cdot \sigma_{D\text{čepu}} = 411 \text{ MPa}$$

Volím materiál podpěry 12 060.7 [6]

Mez kluzu $R_e = 345 \text{ MPa}$

Koeficient bezpečnosti $k = 1,2$

Součinitel pro střídavé napětí $c_{III} = 0,45$ [6]

$$\sigma_{D\text{podpěry}} = c_{III} \cdot \frac{R_e}{k} = 0,45 \cdot \frac{345}{1,2} = 129,4 \text{ MPa}$$

Výpočet průměru čepu

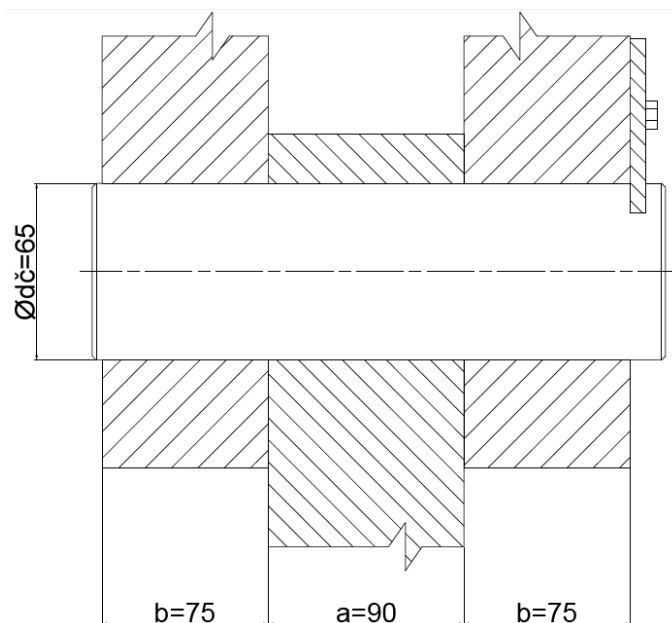
Maximální zatěžující síla $F_z = 410694,7 \text{ N}$

$$\sigma_{D\text{čepu}} \cong \sigma_{Do}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_z}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{4}\right)}{\frac{\pi \cdot d_{\text{č}}^3}{32}} \leq \sigma_{Do}$$

$$d_{\text{č}} \geq \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_z \cdot (2b + a)}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 410694,7 \cdot (2 \cdot 75 + 90)}{\pi \cdot 513,8}} = 62,5 \text{ mm}$$

Volím průměr čepu $d_{\text{č}} = 65 \text{ mm}$



Obr. 8.2. Čepové spojení

Výpočet smykového napětí

Maximální zatěžující síla $F_z = 410694,7 \text{ N}$

$$\tau_{Dčepu} = 411 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = \frac{F_z}{S} = \frac{F_z}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4} \cdot 2} = \frac{410694,7}{\frac{\pi \cdot 65^2}{4} \cdot 2} = 61,9 \text{ MPa}$$

$$\tau_s < \tau_{Dčepu}$$

Otlačení pístnice – čep

Maximální zatěžující síla $F_z = 410694,7 \text{ N}$

$$\sigma_{Dpístnice} = 168,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Dčepu} = 513,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dD} = \frac{F_z}{d_{\check{c}} \cdot a} = \frac{410694,7}{65 \cdot 90} = 70,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dD} < \sigma_{Dpístnice}$$

$$\sigma_{dD} < \sigma_{Dčepu}$$

Otlačení čep - podpěra

Maximální zatěžující síla $F_z = 410694,7 \text{ N}$

$$\sigma_{D\check{c}epu} = 513,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Dpodpěry} = 129,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dD} = \frac{F_z}{2 \cdot d_{\check{c}} \cdot b} = \frac{410694,7}{2 \cdot 65 \cdot 50} = 63,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dD} < \sigma_{Dpodpěry}$$

$$\sigma_{dD} < \sigma_{D\check{c}epu}$$

8.3. Otlačení dosedací plochy pístu

Volím materiál pístu 12 010.7 [6]

$$\text{Mez kluzu } R_e = 295 \text{ MPa}$$

$$\text{Koeficient bezpečnosti } k = 1,2$$

$$\text{Součinitel pro míjivé napětí } c_{II} = 0,85 [6]$$

$$\sigma_{Dpístu} = c_{II} \cdot \frac{R_e}{k} = 0,85 \cdot \frac{295}{1,2} = 209 \text{ MPa}$$

Kontrola na otlačení píst – pístnice

Maximální zatěžující síla $F_z = 410694,7 \text{ N}$

$$\sigma_{Dpístnice} = 168,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dD} = \frac{F_z}{\frac{\pi \cdot (D_p^2 - d^2)}{4}} = \frac{410694,7}{\frac{\pi \cdot (90^2 - 60^2)}{4}} = 113,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dD} < \sigma_{Dpístu}$$

$$\sigma_{dD} < \sigma_{Dpístnice}$$

Kontrola na otlačení píst – víko

$$\sigma_{Dpístu} = 208 \text{ MPa}$$

Volím materiál víka 11 550.7 [6]

$$\text{Mez kluzu } R_e = 295 \text{ MPa}$$

$$\text{Koeficient bezpečnosti } k = 1,2$$

$$\text{Součinitel pro míjivé napětí } c_{II} = 0,85 [6]$$

Maximální zatěžující síla $F_z = 410694,7 \text{ N}$

$$\sigma_{Dvika} = c_{II} \cdot \frac{R_e}{k} = 0,85 \cdot \frac{295}{1,2} = 209 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dD} = \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot (D_p^2 - d^2)}{4}} = \frac{402123,9}{\frac{\pi \cdot (110^2 - 90^2)}{4}} = 128 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dD} < \sigma_{Dpistu}$$

$$\sigma_{dD} < \sigma_{Dvika}$$

8.4. Stanovení délky závitu pístnice

$$\sigma_{Dpístnice} = 168,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Dpistu} = 209 \text{ MPa}$$

Maximální síla působící od rozpojovacího válce $F_{RO} = 276478 \text{ N}$

Minimální průměr pístnice je 55,1 mm

Volím závit M60x2 [6]

$$d_2 = 63,701 \text{ mm}$$

$$d_3 = 62,546 \text{ mm}$$

$$d_1 = 62,835 \text{ mm}$$

$$p_z = \frac{F_{RO}}{S} = \frac{F_{RO}}{\frac{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (d - d_1)}{2}} \leq \sigma_{DPístnice}$$

$$z \geq \frac{F_{RO}}{\sigma_{DPístnice} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - d_1}{2}}$$

$$z \geq \frac{276478}{168,8 \cdot \pi \cdot 63,701 \cdot \frac{65 - 62,835}{2}} = 7,6$$

Stanovení výšky závitu

$$h = z \cdot P = 7,6 \cdot 2 = 15,2 \text{ mm} \rightarrow 18 \text{ mm}$$

8.5. Výpočet závitu uchycení víka k válci

Maximální zatěžující síla $F_z = 410694,7 \text{ N}$

Volím závit M180x2 [6]

$$d_2 = 178,701 \text{ mm}$$

$$d_3 = 177,546 \text{ mm}$$

$$d_1 = 177,835 \text{ mm}$$

$$p_z = \frac{F_z}{S} = \frac{F_z}{\frac{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot (d - d_1)}{2}} \leq \sigma_{Dv\acute{a}lce}$$

$$z \geq \frac{F_z}{\sigma_{Dv\acute{a}lce} \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \frac{d - d_1}{2}}$$

$$z \geq \frac{410694,7}{125,4 \cdot \pi \cdot 178,701 \cdot \frac{180 - 177,835}{2}} = 5,4$$

Výška závitu

$$h = P \cdot z = 2 \cdot 5,4 = 10,8 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 15 \text{ mm}$$

8.6. Kontrola čepového spoje

Dovolené namáhání

Volím materiál podpěry válce 12 010.7 [6]

Mez kluz $R_e = 295 \text{ MPa}$

Koeficient bezpečnosti $k = 1,2$

Součinitel pro střídavé napětí $c_{III} = 0,45$ [6]

Maximální zatěžující síla $F_z = 410694,7 \text{ N}$

$$\sigma_{Dpodpěryv\acute{a}lce} = c_{III} \cdot \frac{R_e}{k} = 0,45 \cdot \frac{295}{1,2} = 110,6 \text{ MPa}$$

Kontrola na ohyb čepu

$$\sigma_{Dčepu} \cong \sigma_{Do}$$

$$\sigma_{Dčepu} = 513,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_z}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{a}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot d_{\xi}^3}{32}} = \frac{\frac{410694,7}{2} \cdot \left(\frac{50}{2} + \frac{50}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot 70^3}{32}} = 304,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o < \sigma_{D\check{c}epu}$$

Kontrola na smyk

$$\tau_{D\check{c}epu} = 411 \text{ MPa}$$

$$\tau_s = \frac{F_z}{S} = \frac{F_z}{\frac{\pi \cdot d_{\xi}^2}{4} \cdot 2} = \frac{410694,7}{\frac{\pi \cdot 65^2}{4} \cdot 2} = 61,9 \text{ MPa}$$

$$\tau_s < \tau_{D\check{c}epu}$$

Otlačení čep - podpěra

$$\sigma_{D\check{c}epu} = 513,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Dpodpěry} = 129,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dD} = \frac{F_z}{2 \cdot d_{\xi} \cdot b} = \frac{410694,7}{2 \cdot 65 \cdot 50} = 63,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dD} < \sigma_{Dpodpěry}$$

$$\sigma_{dD} < \sigma_{D\check{c}epu}$$

Otlačení čep - podpěra válce

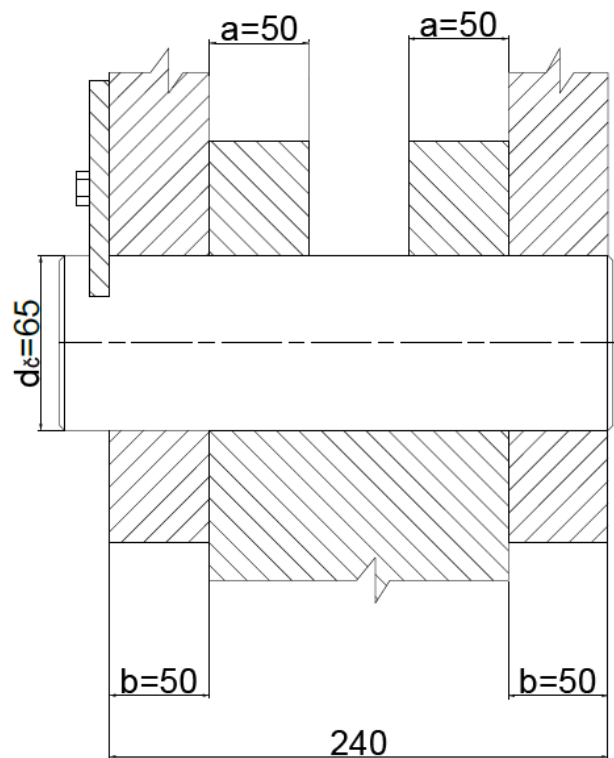
$$\sigma_{D\check{c}epu} = 513,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Dpodpěryv\acute{a}lce} = 110,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dD} = \frac{F_z}{d_{\xi} \cdot a} = \frac{410694,7}{2 \cdot 65 \cdot 50} = 63,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{dD} < \sigma_{Dpodpěryv\acute{a}lce}$$

$$\sigma_{dD} < \sigma_{D\check{c}epu}$$



Obr. 8.6. Čepový spoj

8.7. Kontrola svarového spoje válec – podpěra válce

Ke spojení válce a podpěry jsem zvolil V svar, který se používá jako silový svar do tloušťky 20 mm. [6,8]

Vnější průměr válce $D_v = 200 \text{ mm}$

Vnitřní průměr svaru $D = 170 \text{ mm}$

Maximální síla hydraulického válce $F_1 = 402123,9 \text{ N}$

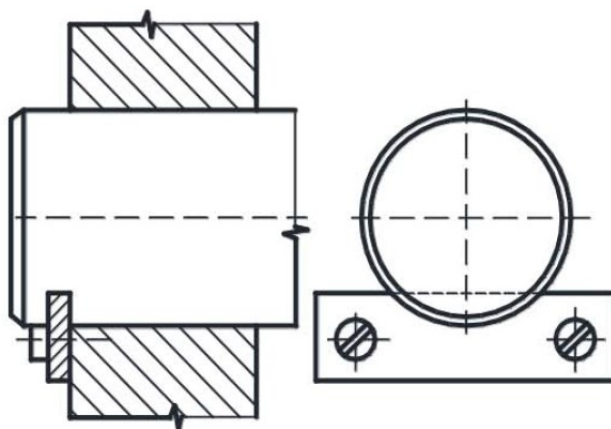
$$\sigma_t = \frac{F_1}{\frac{\pi \cdot (D_v^2 - D^2)}{4}} = \frac{402123,9}{\frac{\pi \cdot (200^2 - 170^2)}{4}} = 67,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t < \sigma_{D_{\text{podpěry}} \text{ válce}}$$

$$\sigma_t < \sigma_{D \text{ válce}}$$

9. Návrh zajištění čepového spoje

Čepové spojení musí být zajištěno proti osovému posunutí. Vzhledem k nepřístupnosti vnitřní strany uchycení v kombajnu, montáži a demontáži čepového spoje jsem zvolil zajištění pomocí příložky. Zajištění je znázorněno na obr. 11.



Obr. 9. Zajištění pomocí příložky [7]

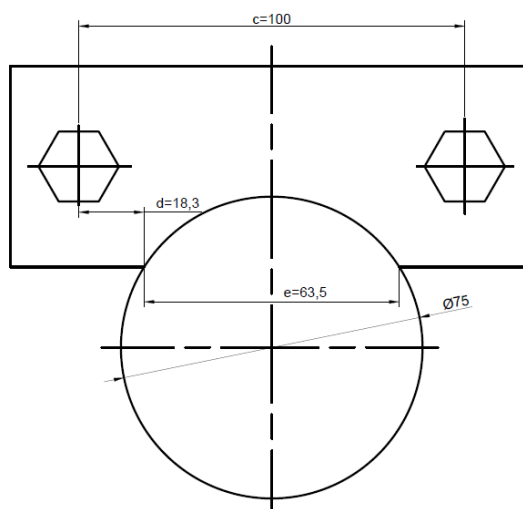
9.1. Výpočet zajištění čepového spoje

Výpočet velikosti působící síly

Součinitel čepového tření $\mu_{\xi} = 0,05$ [6]

Maximální síla hydraulického válce $F_1 = 402123,9 \text{ N}$

$$F_T = F_1 \cdot \mu_{\xi} = 402123,9 \cdot 0,05 = 20106,2 \text{ N}$$



Obr. 9.1. Rozměry a uchycení příložky

Maximální síla

$$F_{max} = \frac{F_T}{2} + F_M = \frac{20106,2}{2} + 6372,7 = 16425,8 \text{ N}$$

Tahová síla od naklopení součásti

$$F_M = \frac{F_T \cdot \left(\frac{c}{2} - d\right)}{c} = \frac{20106,2 \cdot \left(\frac{100}{2} - 18,3\right)}{100} = 6372,7 \text{ N}$$

Osová síla ve šroubu [7]

Součinitel bezpečnosti $k = 1,3$

Součinitel smykového tření $f = 0,5$

$$F_o = \frac{k \cdot F_{max}}{f} = \frac{1,3 \cdot 16425,8}{0,5} = 42707,1 \text{ N}$$

Dovolené namáhání

$$\sigma_{Dšroubu} = 0,85 \cdot \frac{R_e}{k} = 0,85 \cdot \frac{640}{1,2} = 453,3 \text{ MPa}$$

Průměr šroubu

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot \sigma_{Dšroubu}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 42707,1}{\pi \cdot 453,3}} = 10,95 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 15 \text{ mm}$$

Rozměry závitu [6]

$$d_1 = 13,917 \text{ mm}$$

$$d_2 = 14,35 \text{ mm}$$

$$d_3 = 13,773 \text{ mm}$$

Namáhání na tah

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{42707,1}{\frac{\pi \cdot 13,773^2}{4}} = 286,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Dšroubu} > \sigma_t$$

Namáhání na krutu

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_o \cdot t g \cdot (\Psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{42707,1 \cdot t g \cdot (1,27 + 13) \cdot \frac{14,35}{2}}{\frac{\pi \cdot 13,773^3}{16}} = 151,9 \text{ MPa}$$

Úhel stoupání závitu

$$\Psi = \arctg \cdot \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctg \cdot \frac{1}{\pi \cdot 14,35} = 1,27^\circ$$

Redukovaný třecí úhel

Součinitel smykového tření na závitu $f_z = 0,2$ [6]

$$\varphi' = \arctg \cdot \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \cdot \frac{0,2}{\cos 30^\circ} = 13^\circ$$

Výpočet redukovaného napětí podle Guesta

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{286,7^2 + 4 \cdot 151,9^2} = 417,7 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} < \sigma_D$$

9.2. Kontrola na otlačení příložky

Volím materiál 11 700.0 [6]

Mez kluzu $R_e = 345 \text{ MPa}$

Koeficient bezpečnosti $k = 1,3$

Součinitel pro míjivé napětí $c_{II} = 0,85$ [6]

Tloušťku příložky volím $t = 8 \text{ mm}$

$$\sigma_{Dpříložky} = c_{II} \cdot \frac{R_e}{k} = 0,85 \cdot \frac{345}{1,3} = 146,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot F_T}{e \cdot t} = \frac{2 \cdot 17920,8}{63,5 \cdot 8} = 70,6 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Dpříložky} > \sigma$$

10. Volba těsnění

Víko – pístnice

Zvolil jsem těsnění typ S 15, které se dobře osvědčilo jako pístnicové těsnění ve středně těžkém nasazení za rozličných podmínek. Kromě textilu, odolného proti opotřebení, se starají o delší životnost olejová tělíska v tomto textilu. Těsnicí břit otočený směrem k tlaku má i při nízkých tlacích vysoký stírací účinek při nepatrném tření. Malé kontaktní plochy v poměru k vícedílné těsnicí sadě vyžadují pouze nepatrnou třecí sílu. [9,8]

MAXIMÁLNÍ TLAK – TEPLOTA – RYCHLOST	
v max	TEPLOTNÍ ROZSAHY
m/s	-30 °C +100 °C
0,5	200 bar
0,15	300 bar

MAXIMÁLNÍ TĚSNICÍ SPÁRA F					
TLAK	bar	100	160	200	250
MAX.SPÁRA	mm	0,40	0,30	0,25	0,20

Tab. 10. Technické parametry [9]

Víko – válec

Volím statické těsnění typ T 155, byl vyvinut pro statické těsnění vík hydraulických válců. Nahrazuje nejčastější kombinaci O-kroužku s opěrným kroužkem. Je vhodný pro válce, u nichž dochází během pracovního cyklu k určitým pružným deformacím nebo ovalitě z výrobních důvodů, což má za následek změnu velikosti těsnicí spáry. [9,8]

MAXIMÁLNÍ TEPLOTNÍ ROZSAH			
HFA kapaliny 0 °C až + 60 °C			
minerální oleje -30 °C až +100 °C			

MAXIMÁLNÍ TĚSNICÍ SPÁRA F			
TLAK	bar	400	500
MAXIMÁLNÍ SPÁRA	mm	0,5 mm	0,4 (H8/f7)

Tab. 10.1. Technické parametry [9]

Stírací kroužek

Stírací kroužek typu A 38 se vyrábí ze speciálního polyesteru. Doporučuje se zejména k použití v nejnáročnějších podmínkách. Chrání „vnitřní život“ vašeho válce např. proti cementovému nebo uhelnému prachu, okujím nebo námraze v nejtěžších nasazeních, jako např. v hornictví, hutnictví nebo zařízeních na přesun zeminy. Stírací břit je utvářen tak, aby byl vždy zaručen kontakt s povrchem pístnice a nečistoty bezvadně stírány. Tvar vnější části stíracího kroužku zajišťuje pevné usazení v drážce a zabraňuje pronikání nečistoty a vlhkosti na vnější průměr. Teplotní rozsah od -40 °C do +100 °C [9,8]

Píst – válec

Těsnění K 714 je dvojčinné pístové těsnění pro aplikace v těžké hydraulice obzvláště ve stavebních a zemních strojích. Kluzný kroužek s vlákny zesíleného a tepelně stabilizovaného termoplastu umožňuje montáž přes vývrty. Navzdory jeho pevnosti je ho však možné jednoduše montovat na jednoduché písty, protože je stupňovitě dělený. [9,8]

MAXIMÁLNÍ TLAK - TEPLOTA - RYCHLOST			
v max.		TEPLOTNÍ ROZSAH	
m/s		- 40 °C +100 °C	
2,0 *		500 bar *	


MAXIMÁLNÍ TĚSNICÍ SPÁRA F			
TLAK	bar	500	
MAX. SPÁRA	ø D ₁ ≤ 125 mm	0,8	
MAX. SPÁRA	ø D ₁ > 125 mm	1,0	

Tab. 10.2 Technické parametry [9]

10.1. Volba vodících kroužků

Vodící pás z PTFE a bronzu typu F 87 se zvláště dobře osvědčil v hydraulice. Dovoluje jednoduché konstrukce válců, má nepatrné tření. Typ F 87 se dodává podle přání zákazníka buď v metráži, nebo jako hotově přířiznutý vodící pás. Normální pracovní teplota +60 °C by neměla být překročena. [9,8]

SPECIFICKÁ HMOTNOST	3,1 g/cm ³
MĚRNÝ TLAK PŘI +23 °C	20 N/mm ²
MĚRNÝ TLAK PŘI +80 °C	9 N/mm ²
PEVNOST V TAHU	13 N/mm ²
ROZTAŽNOST V TAHU	180%
TVRDOST PODLE BRINELLA	3 N/mm ²
TEPELNÁ VODIVOST	2,5 W/mK
LINEÁRNÍ SOUČINTEL TEPELNÉ ROZTAŽITOSTI V DÉLCE A TLOUŠŤCE	6,5 x 10 ⁻⁵ na °C
SOUČINTEL TŘENÍ (NA OCEL. PLOŠE 0,2 R _a μm) ZA SUCHA PŘI MAZÁNÍ	0,25 0,06

Profil	Značení	Popis	Materiál	Teplota (°C)	Tlak (N/mm ²)	Rychlost (m/s)
	DF 101	Vodící kroužek se sraženými hranami pro pístnicové, pístové aplikace. Dělený lze použít i do uzavřených drážek.	POM PTFE I PTFE II PTFE III	- 40 +100 - 200 +200 - 200 +200 - 200 +200	25,0 3,0 4,5 5,0	4,0 4,0 5,0 5,0

Tab. 10.1. Technické parametry. [9]

11. Konstrukční řešení hydraulického válce

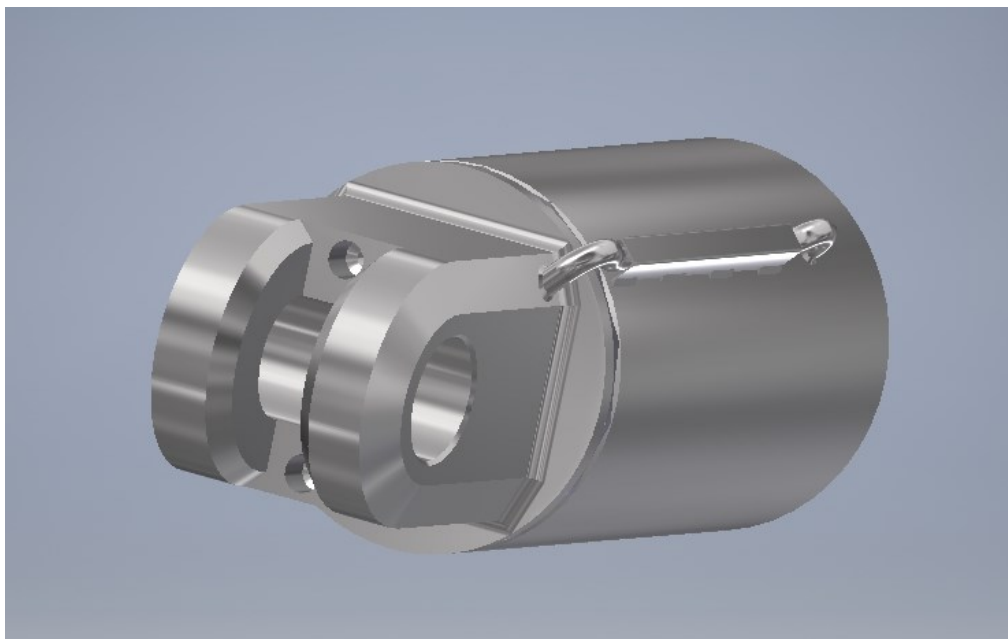
Vzhledem k nepřístupnosti vrchní i boční strany je nutné vést kapalinu skrz víko vyvrtanými kanálky. Dopravu kapaliny ke zpětnému zdvihu zajišťuje tvarovaná trubice, která je k hydraulickému válci trvale přivařena. [8]



Obr. 11. Konstrukční uspořádání dobývacího kombajnu MB 444P



Obr. 11.1. Konstrukční uspořádání dobývacího kombajnu MB 444P



Obr. 11.2. Konstrukční řešení přívodu kapaliny

Minimální tloušťka trubice

Volím materiál 11 373.5 [6]

Mez kluzu $R_e = 186 \text{ MPa}$

Součinitel bezpečnosti $k = 2$

Součinitel pro míjivé napětí $c_{II} = 0,85$ [6]

Dovolené napětí

$$\sigma_{D\text{válce}} = c_{II} \cdot \frac{R_e}{k} = 0,85 \cdot \frac{186}{2} = 79,1 \text{ MPa}$$

Minimální tloušťka stěny [4]

Průměr trubice $D_T = 10 \text{ mm}$

Tlakový spád $p = 20 \text{ MPa}$

$$t_{min} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot (\sigma_D - p)} = \frac{20 \cdot 10}{2 \cdot (79,1 - 20)} = 1,7 \text{ mm}$$

Tloušťku stěny volím 2 mm

K vedení a částečné ochraně trubice použijeme ohnutý plech, který několika menšími svary spojíme s válcem.

12. Závěr

V téhle bakalářské práci byl vypracován konstrukční návrh hydraulického válce určeného ke zdvihu důlního dobývacího kombajnu firmy T – Machinery a.s. Návrh je doplněn potřebnými pevnostními výpočty, analýzou kinematiky zdvihu a návrhem uchycení v těle kombajnu. Důležitým prvkem každého hydromotoru je těsnění, proto je volbě těsnění věnována samostatná kapitola. Ke zdvihu jsem zvolil diferenciální píst, který je však složitější dobře utěsnit. Výpočty jsou dimenzovány na maximální možné síly, které za normálního provozu nebudou vznikat, proto jsem u výpočtů volil menší bezpečnosti. Dalším problémem byl také přívod kapaliny do hydromotoru kvůli uchycení v těle kombajnu. Bylo nutné vést kapalinu ze zadní strany hydromotoru vyvrtanými kanálky a následné pomocí ocelové trubice do přední části hydromotoru, tak aby nedocházelo ke kolizi s tělem kombajnu. Uchycení v těle kombajnu jsem zvolil pomocí čepů a k zachycení osového posunutí příložku. Kvůli menšímu tření jsou čepy broušeny.

13. Seznam použité literatury

- [1] GONDEK, Horst a Arnošt ŠEVČÍK. Těžební a zpracovatelské stroje I. Ostrava: VŠB - Technická univerzita, 2006. ISBN 80-248-1040-9.
- [2] T–Machinery. [online]. 6. 1. 2012 [cit. 2016-09-04]. Dostupné z: <http://www.tmachinery.cz/>
- [3] KOPÁČEK, Jaroslav a Bohuslav PAVLOK. Tekutinové mechanismy. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1994. ISBN 80-7078-238-2.
- [4] ŘEZNÍČEK, Jan a Jitka ŘEZNÍČKOVÁ. Pružnost a pevnost v technické praxi: příklady II. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-01-03584-0.
- [6] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. Strojnické tabulky. Úvaly, Havlíčkova 197 : ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2005. 80-7361-011-6.
- [7] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů. 1. Ostrava: VŠB-TU, 2015.
- [8] Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory: ČSN 01 6910. Praha: Český normalizační institut, 1997. ČSN, 01 6910.
- [9] Hennlich s.r.o. *Henllich* [online]. [cit. 2016-05-02]. Dostupné z: www.hennlich.cz
- [10] PQS Technology, Ltd. *PQS Technology* [online]. [cit. 2016-05-03]. Dostupné z: <http://www.pqstechnology.cz/>